

# GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA

**Fejlődés van.**



**IPAR NAPJAI**



**2016. május 24-27.**



**hungexpokiállítás**  
programod van

**MAGYARORSZÁG ELSŐSZÁMÚ IPARI TALÁLKOZÓHELYÉN  
MULTINACIONÁLIS CÉGEK, KIS- ÉS KÖZÉPVÁLLALATOK EGY  
IDŐBEN, EGY HELYEN VESZNEK RÉSZT:**

**IPAR NAPJAI**

a HUNGEXPO Budapesti Vásárcsúszpontban.

Az IPAR NAPJAI Nemzetközi ipari szakkiallítás évről évre teret ad az ipari ágazatok, az egyedülálló innovációk bemutatkozására, valamint az üzleti kapcsolatépítésre.

**Kiemelt téma: Ipar 4.0**

A rendezvényt magas színvonalú szakmai programok kísérik.

**Bővebb információ: [www.iparnapjai.hu](http://www.iparnapjai.hu)**

# GÉP

## A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

műszaki, vállalkozási, befektetési, értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

### SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám  
elnök

Vesza József  
főszerkesztő

Dr. Jármai Károly  
Dr. Péter József  
Dr. Szabó Szilárd  
főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István  
Bányai Zoltán  
Dr. Beke János  
Dr. Bercsey Tibor  
Dr. Bukoveczky György  
Dr. Czitán Gábor  
Dr. Danyi József  
Dr. Dudás Illés  
Dr. Gáti József  
Dr. Horváth Sándor  
Dr. Illés Béla  
Kármán Antal  
Dr. Kalmár Ferenc  
Dr. Orbán Ferenc  
Dr. Pálincás István  
Dr. Patkó Gyula  
Dr. Péter László  
Dr. Penninger Antal  
Dr. Szabó István  
Dr. Szántó Jenő  
Dr. Tímár Imre  
Dr. Tóth László  
Dr. Zobory István

Tisztelt Olvasó!

2010-ben alakult a 4-es Kiválósági Központ a Miskolci Egyetemen, jelenlegi nevén *Innovatív Járműipari, Gépészeti, Energetikai Tervezés és Technológiák* Kiválósági Központ a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt keretében, az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával. A központ célja a kutatási potenciál fejlesztése olyan kutatásokkal, amelyek innovatív modellezést, tervezést és technológiai folyamatokat valósítanak meg, összhangban az Európai Unió azon törekvéssel, amely az innováció serkentésére, a hatékonyabb környezetbarát technológiák alkalmazására, fejlesztésére irányul.

A Kiválósági Központ hét tudományos műhelyre tagozódik, melyek egy-egy intézet köré szerveződnek. Ezek a következők: Anyagszerkeztani és Anyagtechnológiai, Gyártástudományi, Energetikai és Vegyipari Gépészeti, Gép- és Terméktervezési, valamint a Műszaki Mechanikai Intézet. Az itt dolgozó oktatók BSc, MSc és doktorandusz hallgatókat is bevontak, illetve bevonnak a kutatásokba, amelyek így jó lehetőséget biztosítanak arra, hogy a fiatalok megismerkedjenek a tudományos munkával. A hatodik éve működő központ programjához kapcsolódva nem egy hallgató nyújtott már kiemelkedő teljesítményt, illetve készített színvonalas TDK dolgozatot, PhD értekezést.

Az egyes tudományos műhelyek témái nagyon sokrétűek, interdiszciplináris jellegűek, sokszor még egy adott témán belül is. A tervezés témakörében olyan tervezési, modellező eljárásokat fejlesztettek ki, amelyek hatékonyabban és megbízhatóbban modellezik a szerkezeteket és jelenségeket, jobb tervezési megoldásokat adnak. Foglalkoztak szerkezetek és rendszerek optimális méretezésével. Vizsgálták a termékéletpályát, a műszaki rendszerek hajtáslánc felépítését, a környezettudatos elvekhez és az alternatív üzemanyag használatához is kapcsolódó kutatások, valamint áramlás és hőtechnikai laboratóriumi és numerikus modellezéshez is számos kutatás kötődött. A gépészeti technológiák területén a környezetbarát, szerves vegyipari, illetve a folyamatos technológiai vizsgálata és energiaracionalizálás történt. Jelentőseket a professzionális mechanikai anyagvizsgálatok, valamint a számítógéppel segített technológiai folyamat tervezés és modellezés, valamint a befejező precíziós megmunkálások, és a nagyszilárdságú acélok hegesztése területén elért eredmények is.

A Kiválósági Központ szakmai repertoárjából ebben a folyóirat számban két Tudományos Műhely cikkei kaptak helyet:

4.6. Mérnöki tartó- és vázszerkezetek optimális méretezése tudományos műhely  
Vezető: Dr. Jármai Károly egy.tanár,  
Helyettes: Dr. Virág Zoltán egy. docens.

4.7. Innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése, energiahatékonyság és biztonság növelése tudományos műhely  
Vezető: Dr. Siménfalvi Zoltán egy. docens,  
Helyettes: Dr. Szepesi L. Gábor egy. docens.

A két Tudományos Műhelyen belüli munka nagyon szerteágazó. Néhány közülük az alapkutatásokhoz közelít, míg mások inkább a gyakorlatban alkalmazhatók, egyesek már most látványos eredményt hoztak, mások távlati eredményekkel kecsegtetnek. Annak érdekében, hogy ezeket az eredményeket a szakmai közönség is megismerhesse, a műhely kutatói jelentős számú publikációt készítettek el és jelentettek meg hazai és külföldi konferenciákon, hazai és külföldi szakmai folyóiratokban. Természetesen az oktatásba is beépítésre kerülnek az eredmények. Ez a cikkgyűjtemény is ezt a célt szolgálja, bemutatva a Kiválósági Központ két Tudományos Műhelyének legújabb tudományos eredményeit.

Prof. Dr. Jármai Károly  
Stratégiai és fejlesztési rektorhelyettes, a Kiválósági Központ vezetője

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.

Telefon: 202-0656, fax: 202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu

A GÉP folyóirat internetcíme: http://www.gepujsag.hu

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Tel.: (46) 379-530, e-mail: gazdasz@chello.hu.

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Rt. Hírlap Üzletága 1008 Budapest, Orczy tér 1.

Előfizethető valamennyi postán, kézbesítőknél, e-mailen: hirdapelofigetes@posta.hu, faxon: 303-3440. További információ: 06 80/444-444

Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

Külföldön terjeszti a Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat,  
H-1389 Budapest, Pf. 149. és a Magyar Média, H-1392 Budapest, Pf. 272.

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.



# TARTALOM

1. Bodnár István, Plásztán Bence

## Fás szárú biomasszák pirolitikus hasznosításának

### termokinetikai modellezése..... 5

A termokinetikai modellvizsgálatok azt az eredményt hozták, hogy a fás szárú biomassza pirolízissel történő hasznosítás során a nedvességtartalom növekedése a fajlagos energiakihozatal, a kémiai hatásokot és a fajlagos fagáztermelést pozitív irányba változtatja. A nagyobb nedvességtartalom nagyobb energiataralmú és mennyiségű fagázt eredményez. A pirolízis olaj és a pirokoksz mennyisége a nedvességtartalommal fordított arányban áll.

2. Dr. Farkas József, Dr. Jármai Károly

## Szekrényszelvényű daruhíd

### méretezése költségminimumra ..... 13

A futódaruhíd számítását MathCAD programmal végeztük. Mivel a hegesztési költségek a gerinclemez vastagságától függenek, e vastagság csökkentésével, vagyis a gerinclemez magasság csökkentésével csökkentek a költségek. Ezt a csökkentést végül a túlzottan széles övlemezről adódó költség-többlet állította meg. Látható, hogy a gerinclemez vastagságot a keréknyomásból származó nyomófeszültség korlátozása szabta meg. A méretek felvételét alapvetően befolyásolták a keréknyomás mellett a fáradási feltételek. A  $\sigma_f$  értékének 1-nél kisebbnek kell lennie a darusín alatti nyakvarrat fáradási feltétele szerint és a feszültségnek nagyobbak kell lennie a hajlításból adódó  $\sigma_x$ -nél.

3. Dr. Jármai Károly, Dr. Kota László

## Az Open Journal Systems rendszer bemutatása ..... 18

A cikk bemutatja az OJS felépítését és használatát, különös tekintettel a GÉP folyóiratban történő alkalmazásra. Látható, hogy ezen menedzsment szoftverrel áttekinthető, ellenőrizhető és jól kezelhető lektorálás végezhető, mely remélhetőleg hozzájárul a folyóirat színvonalának és elismertségének emeléséhez.

4. Petrik Máté, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Jármai Károly

## Csőköteges hőcserélők optimális méretezése ..... 23

Célunk, hogy olyan hőcserélőt illesszünk a technológiába, amelyik képes a technológiai hő átadására, és a változatok közül a legkisebb anyag- illetve gyártási költséggel rendelkezik. Egy csőköteges hőcserélőbe a legtöbb esetben a közegek a hőcserélő két végén lépnek be. A hőátadás hajtóerejét a két közeg hőmérsékletének különbsége jelenti. Ha egyenáramba kapcsoljuk a közegeket, akkor a belépő oldalon nagy hajtóerőt kapunk, a kilépő oldalon viszont jóval kisebbet. Viszont ha ellenáramba kötjük be, akkor nem kapunk akkora maximális hajtóerőt, mint egyenáram esetén, viszont sokkal egyenletesebb lesz. Mint minden vegyipari technológiánál, itt is törekedni kell az ellenáramú kapcsolásra. Számolnunk kell viszont azzal is, hogy ha a technológiai közeg érzékeny a nagy hőmérséklet változásokra, abban az esetben nem használhatunk ellenáramú kapcsolást.

5. Sebe István, Száva Ildikó Renáta, Dr. Jármai Károly

## Tartály alátámasztó keret optimális

### méretezése tűzvédelemre ..... 28

A vizsgálatokból kiderült, hogy nagy terhelőerő, illetve 900-1800 másodperces tűzvédelemre tervezés esetén lemezből hegesztett szekrényszelvények használata a gazdaságos, mivel ezekkel az igénybevételeket ideálisabban teljesítő szelvényeket tudunk készíteni. A gerendák optimális oldaláránya 1,6 körüli értékre adódott függetlenül a terhelőerőtől, gerendahossztól, és acél folyáshatártól is.

6 Spisák Bernadett, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly,

Dr. Szepesi Gábor

## Rugóterhelésű biztonsági szelep kísérleti és szimulációs

### vizsgálata ..... 34

A rugóterhelésű biztonsági szelep mérése során kapott eredményeket összehasonlítottuk a szimulációéval. Így meghatározható, hogy milyen pontos megoldást ad a modellezés a kísérlethez képest. A következő diagramon a felhajtóerő és szelepelmozgás függvénye látható, ahol a mért adatok és a szimulációból származó értékek függvényként vannak megadva. Végeredményül a két eredmény csak néhány százalékból tér el egymástól, amelyet az adott körülmények mellett gyakorlatilag megfelel az elvárásainknak.

7. Varga Tibor, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Siménfalvi Zoltán

## A horizontális kapart-falú hőcserélőben kialakuló elsődleges és másodlagos áramlás különböző belső szerkezeti

### megoldások esetében ..... 37

Az elvégzett numerikus analízisekből bizonyíthatóan kijelenthető, hogy az STUs és Typ2 szerkezeti megoldások kellően megfelelő radiális, és az axiális főárammal való jó elkeverést biztosítanak. Az STx szerkezetről ez már erősen függ a tömegáram, fordulatszám és viszkozitástól. A kisebb viszkozitású közegek esetében (pl. mint a víz) ez a fordulatszám emelésével kompenzálható a jelentős turbulencia, örvények biztosításával. A módosítás lényege a terelők és a tengely közti áramvonalas átmenet megoldása, elkerülve az éles átmenetet. Ez kedvezően hat a „holt” terek elkerülése viszonylatában.

8. Dr. Virág Zoltán, Dr. Jármai Károly

## Az anyagminőség és a támaszközpont nagyságának hatása nem-szabványos méretű földfeletti csővezetékek optimális

### méretezésére ..... 45

Az optimális geometriát alapvetően befolyásolja a megengedett áramlási sebesség, ami felett már nem gazdaságos a szerkezet üzemeltetése. A szerkezeti acél folyáshatárának növelésével a stabilitási feltétel egyre jobban befolyásolja a szerkezetet. A támaszközpont növelésével pedig a feszültségi feltétel, majd a lehajlási feltétel válik aktívvá. Ez a változó tendencia igazolja, hogy a különböző feltételek aktívvá válása befolyásolja az optimális szerkezet végleges geometriáját. Az adott támaszközpont vizsgált különböző anyagminőségre kapott optimumok akár háromszoros folyóméter tömeg eltérést is adhatnak.

9. Zsemberi Andor, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly,

Dr. Palotás Árpád Bence

## Termikus és termokatalitikus kokrakkolás ..... 49

A mérési eredményekből látható, hogy a termikus és termokatalitikus mérések során kapott szén-hidrogén frakciók mennyisége igen jelentős eltérést mutatott, mely hatás a folyadéktermékek esetén volt a legszembetűnőbb. A termokatalitikus eseteknél jelentkező több, mint tízszeres folyadékhozam nem volt várható, ezért valószínűsíthető, hogy nem csak tisztán katalitikus hatásoknak tudható be.

A kutatómunka elsődleges célja, hogy az előállítható folyadék minőségi és mennyiségi mutatóit minden tekintetben javítani tudjuk. A jelentős eltérések hátterében nem csak a katalizátor feltét katalitikus folyamatai húzódnak, mivel a függőleges helyzetű reaktor termikus esetben közel dupla akkora mennyiségű szilárd maradékot produkált.



# CSÖKÖTEGES HŐCSERÉLŐK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

## OPTIMAL DESIGN OF SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS

Petrik Máté\*, Dr. Szepesi L. Gábor\*\*, Prof. Dr. Jármay Károly\*\*\*

### ABSTRACT

Heat exchangers are one of the most common used equipment in the industry and in the households. This heat transfer device exchanges heat between two or more process fluids. In a specific project, many types of heat exchangers are usable, like air coolers, shell-and-tube or plate heat exchangers and graphite block heat exchangers. In case of optimal design, the cheapest construction must be chosen, which is able to transfer the necessary heat. In this article especially the shell-and-tube heat exchangers optimal design is investigated. The results are calculated by the Excel Solver application.

### 1. BEVEZETÉS

Modern, költségorientált világunkban egyre nagyobb szerepet kap a műszaki szerkezetek gazdasági optimalizálása. Ilyen gazdasági paraméterek lehetnek:

- beszerzési és szállítási költség minimálása
- anyag- és energiaigény minimálása
- üzembiztonság maximálása
- élettartam maximálása
- helyigény minimálása
- szerelhető, újrafelhasználható legyen

A téma matematikai hátterét Dr. Balikó Sándor foglalta össze mind egyedi, mind hőcserélő rendszerek vonatkozásában. [1]

Dillip Kumar Mohanty viszont a szentjánosbogár-algoritmus segítségével (angol szakirodalomban firefly algorithm) készített összefoglalást a hőcserélők optimalizálásával kapcsolatban. [2]

A hőcserélők a vegyiparban és energetikában széles körben használt berendezések. Bennük oly módon valósul meg hőátadás, hogy a melegebb közeg entalpiájának egy részét átadja a hidegebb közegnek. Csoportosításuk többféleképpen történhet: {1}

- közegérintkezés szerint:
  - közvetlen közegérintkezés: *direkt hőcserélők*
  - közvetett közegérintkezés: *felületi hőcserélők*

- a közegek áramlásának időbelisége szerint:
  - folytonos üzemű
  - váltóüzemű
- fázisváltozás szerint:
  - fázisváltozás nélkül
  - forralás vagy kondenzáció
- szerkezeti anyag szerint:
  - fém (acél, réz, alumínium)
  - grafit
  - műanyag
- kialakítás szerint:
  - csököteges
  - lemezes
  - cső a csőben
  - léghűtő

Feladatunk, hogy olyan hőcserélőt illesszünk a technológiába, amelyik képes a technológiai hő átadására, és a változatok közül a legkisebb anyag- illetve gyártási költséggel rendelkezik.

### 2. HAJTÓERŐK

#### 2.1. Felületi hőcserélők alapegyenlete

A továbbiakban a számításokat a közvetett közegérintkezésű, tehát szilárd fallal rendelkező csököteges hőcserélőkre végeztük el.

Az ilyen típusú felületi hőcserélők alapegyenlete a következő:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T_{LOG} \quad (1)$$

ahol:

- $k$ : hőátbocsátási vagy hőátviteli tényező  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- $A$ : hőátadó felület  $[m^2]$
- $\Delta T_{LOG}$ : logaritmusos hőmérséklet-különbség  $[^\circ C]$

#### 2.2. Logaritmusos hőmérséklet-különbség

Egy csököteges hőcserélőbe a legtöbb esetben a közegek a hőcserélő két végén lépnek be. A hőátadás hajtóerejét a két közeg hőmérsékletének különbsége

\* doktorandusz, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

\*\* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

\*\*\* egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

jelenti. Ha egyenáramba kapcsoljuk a közegeket, akkor a belépő oldalon nagy hajtóerőt kapunk, a kilépő oldalon viszont jóval kisebbet. Viszont ha ellenáramba kötjük be, akkor nem kapunk akkora maximális hajtóerőt, mint egyenáram esetén, viszont sokkal egyenletesebb lesz. Mint minden vegyipari technológiánál, itt is törekedni kell az ellenáramú kapcsolásra. Számolnunk kell viszont azzal is, hogy ha a technológiai közeg érzékeny a nagy hőmérséklet változásokra, abban az esetben nem használhatunk ellenáramú kapcsolást.

Kiszámítása a következő:

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta N - \Delta K}{\ln \frac{\Delta N}{\Delta K}} \quad (2)$$

ahol:

- $\Delta N$ : a nagyobb hőmérsékletkülönbség
- $\Delta K$ : a kisebb hőmérsékletkülönbség

### 2.3. Hőátadó felület

A csőköteges hőcserélők esetén a hőátadás a két közeg között a csöveken keresztül megy végbe. Kiszámítási módja:

$$A = L_{cső} \cdot z \cdot \pi \cdot d_{köz} \quad (3)$$

ahol:

- $L_{cső}$ : a csövek hossza
- $z$ : csövek száma
- $d_{köz}$ : csövek közepes átmérője

Sima csövek esetén ez a közepes átmérő a belső és külső átmérők számtani közepe. Ha sima csövek helyett bordázott csöveket alkalmazunk, akkor a csőszám növelése nélkül lehet növelni a hőátadó felületet, viszont optimálási szempontból vizsgálni kell, hogy a több sima cső vagy a kevesebb, de bordázott cső alkalmazása jár-e kevesebb költséggel.

### 2.4. Hőátbocsátási tényező

A harmadik befolyásoló tényező a hőátviteli vagy hőátbocsátási tényező. A melegebb közegből a hő a szilárd falban lévő hővezetéssel és a fal két oldalán lévő hőátadással jut el a hidegebb közegbe. Kiszámítása a következő:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (4)$$

Ahol:

- $\alpha_b$ : cső belsejében a hőátadás [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
- $s_{fal}$ : a cső falvastagsága [m]
- $\lambda_{fal}$ : a cső hővezető képessége [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]
- $\alpha_k$ : a cső külső felületén a hőátadás [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]

A képletből látszik, hogy a hőcserélő hőátbocsátási tényezője minden esetben kisebb, mint bármelyik a 3 tag közül. A gyakorlatban szerkezeti acélból, korrózióálló acélból, alumíniumból, rézből, esetleg grafitból szoktak hőcserélőt építeni. Ezek közül a korrózióálló acélak a

legkisebb a hővezetési tényezője ( $\sim 15 \text{ W}/\text{mK}$ ), de szinte minden esetben a hőátadási tényezők fogják a hőátbocsátási tényező értékét lerontani.

## 3. HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ

### 3.1. Kondenzáció esetén

A hőátadási tényezők számítása függ az áramlás jellegétől, illetve hogy van-e fázisváltozás vagy sem. Amennyiben történik fázisváltozás, abban az esetben a hőátadási tényező közvetlenül számítható. Forrás esetén az alapösszefüggés:

$$\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\eta \cdot \Delta t_{kond} \cdot H}} \quad (6)$$

ahol:

- $\lambda$ : a folyadék hővezetési tényezője [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]
- $\rho$ : a folyadék sűrűsége [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $r$ : párolgáshő [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
- $g$ : nehézségi gyorsulás [ $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$ ]
- $\eta$ : kondenzálódó folyadék dinamikai viszkozitása [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]
- $\Delta t_{kond}$ : a fal és a kondenzáció hőmérsékletének különbsége [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $H$ : jellemző geometria
- megjegyzés: az anyagjellemzőket a kondenzáció hőmérsékletén kell behelyettesíteni

A jellemző geometria függőleges fal vagy cső esetén a  $H$  magasság, ahol a kondenzáció végbemegy. Vízszintes csősor esetén:

$$H = Z^{2/3} \cdot d_k \quad (7)$$

ahol:

- $Z$ : az egymás alatt lévő csövek száma [-]
- $d_k$ : a csövek külső átmérője [m]

### 3.2. Forrás esetén

Forralás esetén is közvetlenül számítható a hőátadási tényező. Az ipari gyakorlatban Fábry György összefüggését alkalmazzuk:

$$\alpha = 88 \cdot \Delta T_{forr}^2 \cdot p^{0,6} \cdot C_f \quad (8)$$

ahol:

- $\Delta T_{forr}$ : a forráspont és fal hőmérsékletkülönbsége [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $p$ : a forralás nyomása [bar]
- $C_f$ : víztől különböző anyagok esetén korrekciós tényező [-]

$$C_f = \frac{\rho}{\rho_v} \cdot \left( \frac{c \cdot \lambda \cdot r_v \cdot \sigma_v}{c_v \cdot \lambda_v \cdot r \cdot \sigma} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{\rho'' \cdot \eta}{\rho_v \cdot \eta_v} \right)^{-1/4} \quad (9)$$

ahol:

- $\sigma$ : a folyadék felületi feszültsége [ $\text{N}/\text{m}$ ]
- $\rho''$ : gőzsűrűség [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $c$ : a folyadék fajhője [ $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ]



- megjegyzés<sub>1</sub>: a  $\nu$  index a vízre vonatkozik, az index nélküliek pedig a forralandó anyagra
- megjegyzés<sub>2</sub>: az anyagjellemzőket a forrponthőmérsékleten kell behelyettesíteni

A képletből az látható, hogy minél nagyobb a hőmérsékletkülönbség, annál nagyobb lesz a hőátadási tényező. Azonban ha ez a hőmérsékletkülönbség túl nagy, az elvárt buborékos forrás helyett stabil hártás forrás lesz tapasztalható. Ennek az a hátránya, hogy kialakul egy gőzréteg, ami szigetelőként viselkedik, és a hőátadási tényezőnk leromlik. Ennek elkerülése érdekében a hőmérséklet-különbség 15-20 °C-nál ne legyen nagyobb.

### 3.3. Fázisváltozás nélküli esetben

Ha nem következik be fázisváltozás, akkor az áramlási viszonyok függvényében kell meghatározni a hőátadási tényezőt. Ilyen esetben szinte kivétel nélkül a hasonlóságelméletet alkalmazzuk. A  $Nu$ -szám az a hasonlósági kritérium, amelyikben szerepel a hőátadási tényező:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (10)$$

ahol:

- $L$ : jellemző geometria [m]

Az áramlási viszonyoktól függően (természetes vagy kényszerített; lamináris, átmeneti vagy turbulens; cső belsejében vagy külső felületen) empirikus képletekkel tudjuk számítani a  $Nu$ -számot, mely a legtöbb esetben a  $Re$ -számnak, a  $Pr$ -számnak,  $Pe$ -számnak valamilyen függvénye.

Mivel turbulens áramlás esetén sokkal kedvezőbb a hőátadás, a későbbiekben a feltételek úgy lettek megadva, hogy a turbulencia biztosítva legyen. Ebben az esetben a hőátadási tényező kiszámítási módja:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (11)$$

A hasonlósági számokban lévő anyagjellemzőket mindig a közepes hőmérsékleten helyettesítjük be (a belépő és kilépő hőmérsékletek számtani közepén).

## 4. OPTIMÁLÁS

Optimálás során meg kell keresnünk azt a hőcserélő konstrukciót, amelyik ellátja a technológiai feladatát és a különböző variációk közül a legkisebb költséggel jár. Ezt a költséget felbonthatjuk több tényezőre:

1. *anyagköltség*: ide tartozik a csövek, a köpeny, a csőkötegfalak, terelőlemezek, edényfenékek, karimák anyagából származó költségek
2. *gyártási költség*: a csövek darabolásából, hegesztésre való előkészítéséből, köpeny hengerléséből, terelőlemezek lyukasztásából, hegesztésekből származó költségek
3. *karbantartási költség*: az időszakos javításokból, karbantartásokból, szerelésekből származó

költségek (illetve az ilyen esetekben a termelés kiesés miatti költségek)

4. *üzemeltetési költség*: szükség esetén villamos motor (szivattyú, ventilátor meghajtás) tápellátása

Első körben az anyagköltségre végzem el az optimalizálást: az anyagköltség lényeges hányadát jelenti az összköltségnek. Azt a kialakítást keresem, amelyik a legkevesebb anyag beépítésével készül.

### 4.1. Optimalizálási feltételek

Az optimalizálási feltételek megfogalmazásánál figyelembe vettem áramlástan, gyártási és gyakorlati szempontokat is.

#### 1. Csőhossz:

A csöveket 6m-es szakaszokban lehet megrendelni. Ahhoz, hogy minél kevesebb hulladék keletkezzen, törekedni kell arra, hogy darabolásnál egyforma méretű szakaszokat kapjunk. Ezért a számításnál 1, 1,2, 1,5, 2, 3 és 6 m hosszúságú csövek jöhetnek szóba.

#### 2. Csövek:

Ha a csövek méretének korlátozása nélkül végezzük el az optimalizálást, nagy valószínűséggel olyan csőméretet fogunk kapni, amilyen cső a kereskedelmi forgalomban nem kapható, ezért az ilyen méretű cső legyártatása miatt mégsem lesz a berendezés az optimum-pontban. Feltételként be kell még azt is állítanunk, hogy a csövek száma egész szám legyen.

#### 3. Áramlástanai megkötések

##### a, Áramlási sebességek

A folyadékáramlás sebessége a térfogatáram és az áramlási keresztmetszet hányadosa. Üzemeltetési szempontból meg kell adni egy maximális értéket, mert túl nagy sebesség mellett fellépő reakcióerők és a nagy koptatás, erózió miatt jelentősen lecsökken a készülék élettartama. Folyadékáramlás esetén ez a megengedett érték max 1,5-2 m/s.

##### b, Hasonlósági számok

A 3.3.-pontban bemutatott, hogy a hőátadási együttható, és annak kiszámítási módja is jelentősen függ a  $Re$ -számtól. A gyakorlatban törekszünk a turbulens áramlás létrehozására, mert jelentősen jobb hőátadás valósítható meg. Turbulens áramlásról  $Re > 10000$  esetén beszélhetünk. A  $Re$ -szám a közepes hőmérsékleten vett sűrűség és dinamikai viszkozitás, a sebesség és a csőátmérő függvénye; tehát adott berendezés esetén csak a sebesség növelésével növelhető a turbulencia (illetve különböző csőalakításokkal, amiket a későbbiekben szeretnénk vizsgálni). Az előző pontban viszont maximáltuk a sebességeket, így még bonyolultabbá vált az optimalizálás.



#### 4. Hőtechnikai feltételek

A hőátbocsátási tényező számítása iteratív művelet. Figyelnünk kell arra, hogy a belső hőátadásból, a hővezetésből és a külső hőátadásból származó hőáram egyenlő legyen. Tehát:

$$q = \alpha_b \cdot (T_{b,köz} - T_{b,fal}) = \frac{\lambda_{fal}}{s_{fal}} \cdot (T_{b,fal} - T_{k,fal}) = \alpha_k \cdot (T_{k,fal} - T_{k,köz}) \quad (12)$$

#### 4.2. Célfüggvények

Az előző pontban bemutatott feltételek mellett a következő függvény minimumát keressük:

$$V = \left[ \left( \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} - \frac{(d_k - 2 \cdot s_{cs})^2}{4} \right) \cdot N \cdot L \right] + \left[ \left( \frac{d_{köpeny}^2 \cdot \pi}{4} - \frac{(d_{köpeny} - 0,01)^2}{4} \right) \cdot N \cdot L \right] \quad (13)$$

### 5. Feladat megoldása

Ahhoz, hogy hőcserélőt optimáljunk, valamilyen technológiai rendszerbe kell helyeznünk. Ennek érdekében 6 technológiai paramétert meg kell adnunk. A technológiai közeg anyaga, ennek tömegárama, be- és kilépő hőmérséklete, valamint a hűtőközeg anyaga, és ennek belépő hőmérséklete.

- Technológiai közeg:
  - anyaga: víz

Hőcserélő	(fázisváltózás nélkül)			Geometria				
Hűtendő közeg	víz	Hűtőközeg	víz	belső átmérő	16 mm	0,016 m	Acsb	
tömegáram	10 kg/s	Tömegáram	8,519697 kg/s	falvastagság	2 mm	0,002 m	0,000201 m2	
Belépő hőm.	60 °C	Belépő hőm.	10 °C	külső átmérő	20 mm	0,02 m	Acsk	
Kilépő hőm.	39 °C	Kilépő hőm.	45,21351 °C	csőszám	32 lambdacső	50 W/mK	0,000314 m2	
tköz	45 °C	tköz	27,60676 °C	z	3	de	0,008718	
deltat	30 °C	deltat	35,21351 °C	n	5			
c(t)	4180,149402 J/kgK	c(t)	4180,032 J/kgK	Dköpeny	0,14 m		Adköpeny	
Q1	1254044,821 J/s	Q2	1254045 J/s				0,015394 m2	
deltatlog	17,26222713 °C							
rho1köz	990,6607908 kg/m3	rho2köz	997,0234 kg/m3					
eta1köz	0,000593776 Pas	eta2köz	0,00084 Pas					
lambda1köz	0,636445035 W/mK	lambda2köz	0,613389 W/mK					
Pr1köz	3,899899134 -	Pr2köz	5,724294 -					
vcső	1,568899774 m/s	OK		tcsk	45 °C	q1	26135,95 J/s	
Recső	41881,06182 -	OK		tcsf	41,35885773 °C	q2	26135,95 J/s	
Nucső	180,4512001 -			tkf	40,31341961 °C	hiba	-6,3E-07	
alfacső	7177,954402 W/m2K			tkk	27,60675705 °C			
vköpeny	1,6 m/s	OK		k	1502,649807 W/m2K	V1	0,096692 m3	csővekből
Reköpeny	37981,95381 -	OK		A	48,34576674 m2	V2	0,000214 m3	csőkötegfalából
Nuköpeny	67,06581386 -			L	26,71690193 m2	V3	0,1259	köpenyből
alfaköpeny	2056,870011 W/m2K					Vössz	0,222806 m3	
						mössz	1749,024 kg	
						eredmény	többjáratú kell!	

1. táblázat: A hőcserélő optimalizálása Excel-ben

- tömegárama: 10 kg/s
- belépő hőmérséklete: 60°C
- kilépő hőmérséklete: 30°C
- Hűtőközeg:
  - anyaga: víz
  - belépő hőmérséklete: 10°C

#### 5.1. Egyjáratú hőcserélőként

Első lépésben ellenáramba kötött, egyjáratú hőcserélőként számítottuk a szerkezetet. A célfüggvény a tömegminimum, a módosuló értékek a csőszám, a külső átmérő, a hűtőközeg kilépő hőmérséklete és a csőoldali falhőmérséklet volt.

Korlátozó feltételek voltak:

- mind cső-, mind köpenyoldalon  $v < 1,6$  m/s és  $Re > 10000$
- hűtővíz kilépő hőmérséklete  $T > 15^\circ\text{C}$
- a csőszám egész érték és nagyobb, mint 0
- a csőátmérő egész érték és nagyobb, mint 20
- a csőoldalról és a köpenyoldalról számolt hőáram különbsége zérus

Megoldás:

Ilyen adatok mellett 32 db 20x2 mm-es, 12,9m hosszú cső, 170 mm átmérőjű köpeny és 943,5 kg-os tömegminimum jött ki eredményként. Mivel ilyen hosszú hőcserélőt nem gyártanak, második lépésben többjáratú hőcserélő kerül kiszámításra.

## 5.2. Többjáratú hőcserélőként

Ha többjáratúként számítjuk a hőcserélőt, vigyáznunk kell arra, hogy a csőoldali áramlási keresztmetszet ahány

járatú a berendezés, annyiad részére csökken. A feltételek ugyanazok maradtak, így 114 db, 21x2,1 mm-es, 3,49 m hosszú cső jött ki, 303,5 mm köpenyátmérővel és 670 kg-os tömegminimummal. A hűtőközeg tömegárama viszont 20,22 kg/s-ról 52,7 kg/s-ra nőtt.

Hőcserélő	(fázisváltozás nélküli)	Hűtőközeg	víz	Geometria					
Hűtendő közeg	víz	Hűtőközeg	víz	belső átmérő	17,9231 mm	0,01792 m	Acsc		
tömegáram	10 kg/s	Tömegáram	67,6078 kg/s	falvastagság	2,24039 mm	0,00224 m	0,0002523 m2		
Beleépő hőm.	60 °C	Beleépő hőm.	10 °C	külső átmérő	22,4039 mm	0,0224 m	Acsc		
Kilépő hőm.	30 °C	Kilépő hőm.	14,4317 °C	csőszám	100,023	lambda	50 W/mK	0,000394219 m2	
tköz	45 °C	tköz	12,2158 °C	z	6	de	0,02098		
deit	30 °C	deit	4,43168 °C	n	11				
c(t)	4180,149402 J/kgK	c(t)	4185,5 J/kgK	Dköpeny	0,32245 m		Adköpeny		
Q1	1254044,821 J/s	Q2	1254045 J/s				0,081662367 m2		
deltatlog	31,04908987 °C			Járatok száma	4	1,2,4 lehet			
rho1köz	990,6607908 kg/m3	rho2köz	1000,55 kg/m3						
eta1köz	0,000593776 Pas	eta2köz	0,00122 Pas						
lambda1köz	0,636445035 W/mK	lambda2köz	0,58939 W/mK						
Pr1köz	3,899899134 -	Pr2köz	8,66755 -						
vcső	1,6 m/s	OK		tcsk	45 °C	q1	62382,2209 J/s		
Recső	47844,95974 -	OK		tcsf	36,2482 °C	q2	62382,2209 J/s		
Nucső	200,731062 -			tkf	33,453 °C	h/ba	1,01863E-10		
alfa cső	7127,902908 W/m2K			tkk	12,2158 °C				
vköpeny	1,6 m/s	OK		hőátviteli t.	k	1902,82 W/m2K	V1	0,047554445 m3	csővekből
Reköpeny	29385,43558 -	OK		szükséges felület	A	21,226 m2	V2	0,001689265 m3	csőkotegfalból
Nuköpeny	111,6573494 -			minimális hossz	L*	3,35007 m	V3	0,034989144 m3	köpenyből
alfaköpeny	2937,415179 W/m2K			választott hossz	L	6 m	Vössz	0,084232853 m3	
							móssz	661,2278056 kg	
				kapott felület	A*	38,0159 m2			
				Q*	2246005				

2. táblázat: Többjáratú hőcserélő optimalítása

## 5.3. Fázisváltó hőcserélő

Abban az esetben, ha a hőcserélőben fázisátalakulás megy végbe, (akár kondenzáció, akár forrás), akkor is használható az optimalítás. Ilyenkor a hőcserélő megfelelő részeire a (6)-os vagy (8)-as összefüggés a használandó.

## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az optimális hőcserélő kiválasztása rendkívül összetett feladat, rengeteg iteratív számítást igényel. A szakirodalomban található empirikus összefüggések nagy száma már a megfelelő kritériumok kiválasztását is megnehezíti. Az ezekre épülő optimáló program nem veszi figyelembe a kereskedelmi forgalomban kapható szerelvények méreteit, ezért a felhasználónak magának kell a diszkretizálást elvégezni. Ennek ellenére az általam kidolgozott számítási módszer így is komoly segítséget nyújt az optimális méretek kiválasztásában.

## 7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

## 8. IRODALOM

- [1] Dr. Balikó Sándor: Hőcserélők és hőcserélő-rendszerek energetikai optimalizálása, Műszaki Tankönyvkiadó, Budapest, 1984
- [2] Dillip Kumar Mohanty: Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view, International Journal of Thermal Sciences 102 (2016) 228e238
- [3] Fejes Gábor – Fábry György: Vegyipari gépek és műveletek II., Tankönyvkiadó, Budapest, 1975
- [4] A.G. Kaszarkin: Alapműveletek, gépek és készülékek a vegyiparban, Műszaki Tankönyvkiadó, Budapest, 1976
- [5] Fonyó Zsolt – Fábry György: Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1998
- [6] Radia Eldeeb, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher: A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, international journal of refrigeration 65 (2016) 12–26